

Rec'd PCT/PTO 14 JUN 2005

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 01-095927
 (43)Date of publication of application : 14.04.1989

(51)Int.Cl. B60G 21/06

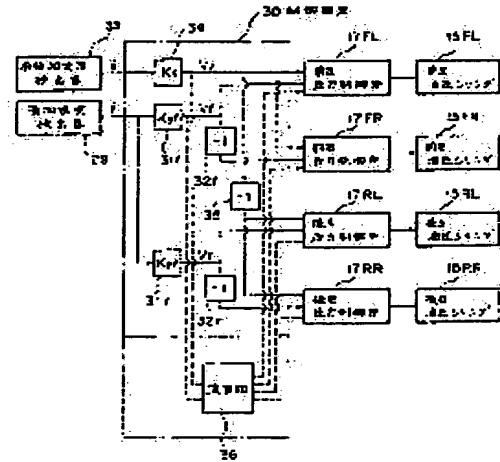
(21)Application number : 62-255742 (71)Applicant : NISSAN MOTOR CO LTD
 (22)Date of filing : 09.10.1987 (72)Inventor : FUKUNAGA YUKIO
 FUKUSHIMA NAOTO
 AKATSU YOSUKE
 NAMINO ATSUSHI
 SATO MASAHARU

(54) ACTIVE TYPE SUSPENSION

(57)Abstract:

PURPOSE: To promote the prevention of a diagonal roll by decreasing a pressure of working fluid in a hydraulic cylinder in another wheel when a pressure of working fluid in a hydraulic cylinder in one wheel corresponding to the turning outer wheel exceeds a controllable predetermined value.

CONSTITUTION: A control device 30 has each front and rear wheel side amplifier 31f, 31r respectively amplifying a lateral acceleration detection signal from a detector 29. And each output of each amplifier 31f, 31r as the roll rigidity instruction value is respectively supplied to each pressure control valve 17FLW17RR of each wheel directly or through each code inverter 32f, 32r. While the control device 30 has an amplifier 34 of longitudinal acceleration detection signal from a detector 33, further an output of the amplifier 34 as the pitch rigidity instruction value is supplied to each pressure control valve 17FLW17RR directly or through a code inverter 35. Here inputting each instruction value from the front wheel side amplifier 31f and the amplifier 34 to an arithmetic part 36, a correction instruction value is calculated and output.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision
of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's
decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

⑨ 日本国特許庁(JP)

⑩ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報(A)

平1-95927

⑪ Int.Cl.⁴

識別記号

庁内整理番号

⑬ 公開 平成1年(1989)4月14日

B 60 G 21/06

7270-3D

審査請求 未請求 発明の数 1 (全10頁)

⑭ 発明の名称 能動型サスペンション

⑮ 特 願 昭62-255742

⑯ 出 願 昭62(1987)10月9日

⑰ 発 明 者 福 永 由 紀 夫 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社
内

⑰ 発 明 者 福 島 直 人 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社
内

⑰ 発 明 者 赤 津 洋 介 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社
内

⑰ 発 明 者 波 野 淳 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社
内

⑰ 出 願 人 日産自動車株式会社 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

⑰ 代 理 人 弁理士 森 哲 也 外2名

最終頁に続く

明 細 書

1. 発明の名称

能動型サスペンション

2. 特許請求の範囲

車体と各車輪との間に介挿された流体圧シリンダと、該流体圧シリンダの作動流体圧を指令値に応じて制御する圧力制御弁と、前記車体の横加速度及び前後加速度を検出又は推定する加速度検出又は推定手段と、該加速度値に応じて前記圧力制御弁に対する指令値を出力する制御装置とを備えた能動型サスペンションにおいて、

前記制御装置が、車体の旋回外輪の一方側の車輪の流体圧シリンダの作動流体圧が制御可能な作動流体圧を越える場合に、他方側の車輪の流体圧シリンダの作動流体圧を減少させる補正指令値を演算し出力する演算部を含むことを特徴とする能動型サスペンション。

3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

この発明は、車両の車体と各車輪との間にそれ

ぞれ流体圧シリンダを介挿し、この流体圧シリンダの作動流体圧を圧力制御弁により制御して車体の姿勢変化を抑制するようにした能動型サスペンションの改良に関し、特に、急旋回時や旋回中のブレーキ時等のいわゆる対角ロールの発生を防止するようにした能動型サスペンションに関する。

〔従来の技術〕

従来の能動型サスペンションとしては、例えば、特願昭61-137875号明細書に記載されたものがある。

この従来の能動型サスペンションは、加速度検出又は推定手段により車体の横加速度及び前後加速度を検出又は推定し、その加速度値に応じて制御装置により指令値を出力し、その指令値に応じて圧力制御弁により車体と各車輪との間に介挿された流体圧シリンダの作動流体圧を制御するようにし、もって、車両のロール剛性又はピッチ剛性を連続的に変化させ、車両のロール又はピッチの姿勢変化に対する応答性及び制御性を向上させるようにしている。

〔発明が解決しようとする問題点〕

しかしながら、このような従来の能動型サスペンションにあっては、車体に発生する横加速度又は前後加速度を検出又は推定し、この加速度に応じて各車輪の流体圧シリンダの作動圧を制御し、車体姿勢を制御する構成となっていたため、急操舵時や旋回中のブレーキ時等、横加速度とともに前後加速度が大きく発生する場合は、その両方が独立に加算された信号に応じた各シリンダ圧が必要となり、ここで最大となるシリンダの圧力が制御可能な最大圧力を越えた場合には、いわゆる対角ロールが発生するという問題点があった。

すなわち、例えば、左旋回中に制動すると、旋回による横加速度と制動による前後加速度の両方が作用し、まず旋回外輪の一方側の車輪である前右輪の流体圧シリンダの圧力が制御可能な最大圧力を越えて圧力が不足し、一方、その他の前左輪、後右輪及び後左輪の圧力は制御圧範囲内で制御されているので、従って、前右輪の圧力が不足すると、前左輪及び後右輪を結ぶ対角線を軸として車

体が前右方にロールする対角ロールが発生することになる。

そして、このように、対角ロールが発生すると、旋回内輪の接地荷重が減少し、必要なタイヤ横力や制動力が得られず、方向安定性を失う恐れがあるという問題点があった。

また、最大制御圧を十分に大きくとると、油圧ポンプの消費馬力が著しく悪化してしまうという問題点がある。

この発明は、このような従来の問題点に着目してなされたもので、急操舵時や旋回中のブレーキ時等の、横加速度とともに前後加速度が大きく発生する場合の対角ロールの発生を防止し、旋回内輪のタイヤ発生力を確保して十分な方向安定性を確保し、かつ最大作動流体圧を低く抑えてポンプの消費エネルギーを低減することのできる能動型サスペンションを提供することを目的とするものである。

〔問題点を解決するための手段〕

そこで、この発明の能動型サスペンションは、

車体と各車輪との間に介挿された流体圧シリンダと、その流体圧シリンダの作動流体圧を指令値に応じて制御する圧力制御弁と、車体の横加速度及び前後加速度を検出又は推定する加速度検出又は推定手段と、その加速度値に応じて圧力制御弁に対する指令値を出力する制御装置とを備えた能動型サスペンションにおいて、

制御装置が、車体の旋回外輪の一方側の車輪の流体圧シリンダの作動流体圧が制御可能な作動流体圧を越える場合に、他方側の車輪の流体圧シリンダの作動流体圧を減少させる補正指令値を演算し出力する演算部を含むことを特徴とするものである。

〔作用〕

加速度検出又は推定手段により検出又は推定された加速度値に応じて制御装置により指令値が出力され、この指令値に応じて圧力制御弁により車体と各車輪との間に介挿された流体圧シリンダの作動流体圧が制御され、車体がフラットな姿勢となるように制御される。

急操舵時や旋回中のブレーキ時等、横加速度と前後加速度の両方が大きく発生し、旋回外輪の一方側の車輪の流体圧シリンダの作動流体圧が制御可能な作動流体圧を越えた場合には、制御装置に含まれる演算部により、旋回外輪の他方側の車輪の流体圧シリンダの作動流体圧を減少させる補正指令値が演算され出力される。

このため、急操舵時や旋回中のブレーキ時であっても、通常の前後のロール軸を中心としたロール挙動となり、対角ロールの発生が防止され、旋回内輪の大きな接地荷重の移動を防止し、必要なタイヤ横力や制動力が得られ、方向安定性が確保される。

〔実施例〕

以下、この発明の実施例を図面を参照して説明する。

まず構成を説明すると、第1図において、11 FL, 11 FR, 11 RL, 11 RRは、それぞれ車体側部材12と各車輪13 FL, 13 FR, 13 RL, 13 RRを個別に支持する車輪側部材14との間に介挿

された能動型のサスペンション装置であって、それぞれアクチュエータとしての油圧シリンダ15FL~15RRと、コイルスプリング16FL~16RRと、油圧シリンダ15FL~15RRに対する作動油圧を後述する制御装置30からの指令値のみに応動して制御する圧力制御弁17FL~17RRとを備えている。

ここで、油圧シリンダ15FL~15RRのそれぞれは、そのシリンダチューブ15aが車体側部材12に取付けられ、ピストンロッド15bが車輪側部材14に取付けられ、ピストン15cによって閉塞された上側圧力室B内の作動油圧が圧力制御弁17FL~17RRによって制御される。また、コイルスプリング16FL~16RRのそれぞれは、車体側部材12と車輪側部材14との間に油圧シリンダ15FL~15RRと並列に装着されて車体の静荷重を支持している。なお、コイルスプリング16FL~16RRは、車体の静荷重を支えるのみの低バネ定数のものでよい。

また、圧力制御弁17FL~17RRのそれぞれは、

対向するランド19a及び出力ポート18cに対向するランド19bが形成されているとともに、両ランド19a、19bよりも小径のランド19cが下端部に形成され、ランド19aとランド19cとの間に圧力制御室Cが形成されている。この圧力制御室Cは、パイロット通路18gを介して入出力ポート18dに接続されている。

さらに、比例ソレノイド22は、軸方向に揺動自在の作動子22aと、これを駆動する励磁コイル22bとからなり、後述する制御装置30から出力される駆動電流でなる指令値V(Vf, Vr, Vx, V)によって駆動制御される。ここで、指令値Vと入出力ポート18dから出力される作動油圧Pとの関係は、第3図に示すように、指令値Vが零であるときに、所定のオフセット圧力P₀を出力し、この状態から指令値Vが正方向に増加するとこれに所定の比例ゲインK₁をもって作動圧力Pが増加して油圧源24の最大圧力P_{max}に達すると飽和し、指令値Vが負方向に増加するとこれに比例して作動圧力が減少する。ここで、

第2図に示すように、円筒状の弁ハウジング18と、この弁ハウジング18に設けた押通孔18aに揺動可能に配設されたスプール19及びロッド20と、このスプール19及びロッド20間に介在されたスプリング21と、ロッド20を介してスプリング21の押圧力を制御してスプール19をオフセット位置とその両端側の作動位置との間に移動制御する比例ソレノイド22とを有する。ここで、弁ハウジング18には、それぞれ一端が前記押通孔18aに連通され、他端が油圧源24の作動油供給側に油圧配管25を介して接続された入力ポート18bと、油圧源24のドレン側に油圧配管26を介して接続された出力ポート18cと、油圧配管27を介して油圧シリンダ15FL~15RRの上側油圧室Bと連通する入出力ポート18dとが設けられている。そして、出力ポート18cには、これとスプール19の上端及び下端との間に連通するドレン通路18e、18fが連通されている。

また、スプール19には、入力ポート18bに

最大圧力P_{max}に対応する指令値をV_{max}とする。

そして、圧力制御弁17FL~17RRは、比例ソレノイド22による押圧力がスプリング21を介してスプール19に加えられており、かつスプリング21の押圧力と圧力制御室Cの圧力とが釣り合っている状態で、車輪に、例えば路面の凹部通過による上向きのバネ上共振周波数に対応する比較的低周波数の振動入力(又は凹部通過による下向きの振動入力)が伝達されると、これにより油圧シリンダ15FL~15RRのピストンロッド15bが上方(又は下方)に移動しようとし、上側油圧室Bの圧力が上昇(又は減少)する。このように、上側油圧室Bの圧力が上昇(又は減少)すると、これに応じて圧力室Bと油圧配管27、入出力ポート18d及びパイロット通路18gを介して連通された圧力制御室Cの圧力が上昇(又は下降)し、スプリング21の押圧力との均衡が崩れるので、スプール19が上方(又は下方)に移動し、入力ポート18bと入出力ポート18dとの間が閉じられる方向(又は開かれる方向)に、か

つ出力ポート18cと入出力ポート18dとの間が開かれる方向(又は閉じられる方向)に変化する。上側油圧室Bの圧力の一部が入出力ポート18dから出力ポート18c及び油圧配管26を介して油圧源24に排出され(又は油圧源24から入力ポート18b、入出力ポート18d及び油圧配管27を介して上側油圧室Bに油圧が供給され)る。その結果、油圧シリンダ15FL~15RRの上側油圧室Bの圧力が減圧(又は昇圧)され、上向きの振動入力による上側圧力室Bの圧力上昇(又は下向きの振動入力による上側圧力室Bの圧力減少)が抑制されることになり、車輪側部材14に伝達される振動入力を低減することができる。このとき、圧力制御弁17FL~17RRの出力ポート18cと油圧源24との間の油圧配管26に絞りが設けられていないので、上向きの振動入力を制御する際に、減衰力を発生することがない。

なお、第1図において、28Hは圧力制御弁17FL~17RRと油圧源24との間の油圧配管25の途中に接続した高圧側アキュムレータ、28L

は圧力制御弁17FL~17RRと油圧シリンダ15FL~15RRとの間の油圧配管27に絞り弁28Vを介して連通された低圧側アキュムレータである。

一方、車体には横加速度を検出する横加速度検出器29が設けられ、この横加速度検出器29から車両の横加速度に応じた電圧出力でなる横加速度検出信号 γ が出力され、この横加速度検出信号 γ が制御装置30に入力される。また、車体には前後加速度を検出する前後加速度検出器33が設けられ、この前後加速度検出器33から車両の前後加速度に応じた電圧出力でなる前後加速度検出信号 λ が出力され、この前後加速度検出信号 λ も制御装置30に入力される。

制御装置30は、第4図に示すように、横加速度検出器29からの横加速度検出信号 γ をゲイン $K_{\gamma f}$ 及び $K_{\gamma r}$ で増幅する前輪側増幅器31f及び後輪側増幅器31rを含み、本実施例では、通常前輪側荷重が後輪側荷重より大きいので $K_{\gamma f} > K_{\gamma r}$ とする。

そして、前輪側増幅器31fの出力がロール剛

性指令値 V_f として前左輪の圧力制御弁17RLにそのまま供給されるとともに、前右輪の圧力制御弁17RRには、マイナス1を乗算する符号反転器32rを介して供給される。

同様に、後輪側増幅器31rの出力がロール剛性指令値 V_r として後左輪の圧力制御弁17RLにそのまま供給されるとともに、後右輪の圧力制御弁17RRには、マイナス1を乗算する符号反転器32rを介して供給される。

また、制御装置30は、前後加速度検出器33からの前後加速度検出信号 λ をゲイン K_λ で増幅する増幅器34を含み、増幅器34の出力がピッチ剛性指令値 V_λ として前左輪及び前右輪の圧力制御弁17RL、17RRにそのまま供給されるとともに、後左輪及び後右輪の圧力制御弁17RL、17RRには、マイナス1を乗算する符号反転器35を介して供給される。

さらに、制御装置30は、前輪側増幅器31fから出力される指令値 V_f と増幅器34から出力される指令値 V_λ とを入力し、後述するように補

正指令値 V を演算し出力する演算部36を含む。

次に、上記実施例の動作を説明する。

第6図に示すように、横加速度検出信号 γ は横加速度が右旋回時に右向きに働く場合に正の値をとり、前後加速度検出信号 λ は前後加速度が制動時に後向きに働く場合に正の値をとるものとする。

横加速度検出器29からの横加速度検出信号 γ は前輪側増幅器31fによりゲイン $K_{\gamma f}$ で増幅されてロール剛性指令値 V_f として前左輪圧力制御弁17RLに供給されるとともに、指令値 V_f は符号反転器32fにおいてマイナス1を乗算されて前右輪圧力制御弁17RRに供給される。また、横加速度検出器29からの横加速度検出信号 γ は後輪側増幅器31rによりゲイン $K_{\gamma r}$ で増幅されてロール剛性指令値 V_r として後左輪圧力制御弁17RLに供給されるとともに、指令値 V_r は符号反転器32rにおいてマイナス1を乗算されて後右輪圧力制御弁17RRに供給される。

また、前後加速度検出器33からの前後加速度検出信号 λ は増幅器34によりゲイン K_λ で増幅

されてピッチ剛性指令値 V_x として前左輪及び前右輪の圧力制御弁 17FL 及び 17RR に供給されるとともに、指令値 V_x は符号反転器 35f においてマイナス 1 を乗算されて後左輪及び後右輪の圧力制御弁 17RL 及び 17RR に供給される。

さらに、前輪側増幅器 31f からの指令値 V_f と増幅器 34 からの指令値 V_x とは演算部 36 に入力され、第 5 図に示す手順により演算が行われる。

同図において、まずステップ①において、前輪側増幅器 31f からの指令値 V_f の絶対値 $|V_f|$ と増幅器 34 からの指令値 V_x の絶対値 $|V_x|$ との和と制御可能な最大指令値 V_{max} との差 $\Delta V = |V_f| + |V_x| - V_{max}$ が演算され、次いでステップ②においてこの差値 ΔV が正か否かを調べ、 $\Delta V \leq 0$ であれば、これは、いずれの車輪においても油圧シリンダ 15FL~15RR の圧力が制御可能な範囲内にあると判定し、次いでステップ③において補正指令値 $V_c = 0$ とし、さらにステップ④においていずれの油圧シリンダ 15FL

~15RR にも補正指令値を出力しない。

このように圧力制御弁 17FL~17RR に供給された指令値 $(V_f + V_x)$ 、 $(-V_f + V_x)$ 、 $(V_r - V_x)$ 、 $(-V_r - V_x)$ により、圧力制御弁 17FL~17RR の第 3 図に示す特性に従って、油圧シリンダ 15FL~15RR の作動油圧 P_{FL} 、 P_{FR} 、 P_{RL} 、 P_{RR} が与えられる。

すなわち、横加速度 Y とシリンダ油圧との関係は第 7 図(a)に示すごとくになり、指令値 V_f が ΔP_1 に変換され、かつ指令値 V_r が $\Delta P_1'$ に変換され、また、前後加速度 X とシリンダ油圧との関係は第 7 図(b)に示すごとくになり、指令値 V_x が ΔP_2 に変換される。

従って、各車輪の油圧シリンダ 15FL~15RR の作動油圧 P_{FL} 、 P_{FR} 、 P_{RL} 、 P_{RR} は、

$$P_{FL} = P_H + \Delta P_1 + \Delta P_2 \quad (1) a$$

$$P_{FR} = P_H - \Delta P_1 + \Delta P_2 \quad (1) b$$

$$P_{RL} = P_H + \Delta P_1' - \Delta P_2 \quad (1) c$$

$$P_{RR} = P_H - \Delta P_1' - \Delta P_2 \quad (1) d$$

となり、これらの油圧はいずれも制御可能な範囲

であって、車両は旋回及び制動又は加速の双方が行われてもフラットな姿勢を保持するように制御される。

第 5 図に戻って、ステップ②において $\Delta V > 0$ であると判定された場合は、これは旋回による横加速度 Y と制動又は加速による前後加速度 X を加算したものが大きく、制御可能な範囲を越えているものと判定され、次にステップ⑤に移行して、補正指令値 $V_c = -K \cdot \Delta V$ (ただし、 K は比例定数) を演算する。

なお、比例定数 K の値は、車両により、特に前後重量配分と前輪側増幅器 31f 及び後輪側増幅器 31r のゲイン K_{yf} 及び K_{yr} により、異なるように設定されるが、概ね 1 又はそれ以下の値をとる。

次いでステップ⑤に移行して、ロール剛性指令値 V_f が正か否かを調べ、 $V_f > 0$ であれば、これは右旋回であるので、次にステップ⑥に移行して、ピッチ剛性指令値 V_x が正か否かを調べ、 $V_x > 0$ であれば、これは制動状態であると判定さ

れる。すなわち、右旋回中に制動した状態であって、その横加速度 Y と前後加速度 X とが大きく、前左輪の圧力制御弁 17FL の指令値の和が制御可能な最大値を越えているので、第 8 図に示すごとく、前左輪の油圧 P_{FL} が制御可能な最大油圧 P_{max} 以上となり、前左輪の油圧が $(P_{FL} - P_{max})$ だけ不足することになり、車体は前右輪と後左輪とを結ぶ対角線を中心に前左方向にロールして対角ロールが発生する。従って、この場合は、次にステップ⑥において、後左輪の圧力制御弁 17RL に補正指令値 $V_c = -K \cdot \Delta V$ を出力し、この補正指令値 V_c は補正油圧 P_c に変換され、

$$P_{RL} = P_H - \Delta P_1' - \Delta P_2 + P_c \quad (2)$$

として、後左輪の油圧シリンダ 15RL の油圧を低減し、通常の左方向のロール挙動とし、対角ロールを防止する。

ステップ⑥において、 $V_x < 0$ であれば、これは加速状態であると判定される。すなわち、右旋回中に加速した状態であって、その横加速度 Y と前後加速度 X とが大きく、後左輪の圧力制御弁 1

7RLの指令値の和が制御可能な最大値を超えているので、後左輪の油圧 P_{LL} が制御可能な最大油圧 P_{max} 以上となり、後左輪の油圧が $(P_{LL} - P_{max})$ だけ不足することになり、車体は前左輪と後右輪とを結ぶ対角線を中心に後左方向にロールして対角ロールが発生する。従って、この場合は、次にステップ⑥において、前左輪の圧力制御弁17FLに補正指令値 $V_c = -K \cdot \Delta V$ を出力し、これが P_c に変換され、

$$P_{FL} = P_{FL} - \Delta P_1 + \Delta P_2 + P_c \quad (3)$$

として、前左輪の油圧シリンダ15FLの油圧を低減し、通常の左方向のロール挙動とし、対角ロールを防止する。

ステップ⑥において、 $V_l < 0$ であれば、これは左旋回であるので、次にステップ⑥に移行して、ピッチ剛性指令値 V_x が正か否かを調べ、 $V_x > 0$ であれば、これは制動状態であると判定される。すなわち、左旋回中に制動した状態であって、その横加速度 Y と前後加速度 X とが大きく、前右輪の圧力制御弁17FRの指令値の和が制御可能な最

大値を超えているので、前右輪の油圧 P_{FR} が制御可能な最大油圧 P_{max} 以上となり、前右輪の油圧が $(P_{FR} - P_{max})$ だけ不足することになり、車体は前左輪と後右輪とを結ぶ対角線を中心に前右方向にロールして対角ロールが発生する。従って、この場合は、次にステップ⑥において、後右輪の圧力制御弁17RRに補正指令値 $V_c = -K \cdot \Delta V$ を出力し、これが P_c に変換されて、

$$P_{RR} = P_{RR} + \Delta P_1 - \Delta P_2 + P_c \quad (4)$$

として、後右輪の油圧シリンダ15RRの油圧を低減し、通常の右方向のロール挙動とし、対角ロールを防止する。

ステップ⑥において、 $V_x < 0$ であれば、これは加速状態であると判定される。すなわち、左旋回中に加速した状態であって、その横加速度 Y と前後加速度 X とが大きく、後右輪の圧力制御弁17RRの指令値の和が制御可能な最大値を超えているので、後右輪の油圧 P_{RR} が制御可能な最大油圧 P_{max} 以上となり、後右輪の油圧が $(P_{RR} - P_{max})$ だけ不足することになり、車体は前右輪と後左

輪とを結ぶ対角線を中心に後右方向にロールして対角ロールが発生する。従って、この場合は、次にステップ⑥において、前右輪の圧力制御弁17FRに補正指令値 $V_c = -K \cdot \Delta V$ を出力し、これが P_c に変換されて、

$$P_{FR} = P_{FR} + \Delta P_1 + \Delta P_2 + P_c \quad (5)$$

として、前右輪の油圧シリンダ15FRの油圧を低減し、通常の右方向のロール挙動とし、対角ロールを防止する。

このように、旋回中に制動又は加速を行って旋回外輪のいずれか一方の車輪の油圧シリンダの油圧が制御可能な範囲を超えると、対角ロールが発生しようとするので、その旋回外輪の他方の車輪の油圧シリンダの油圧を低減し、通常のロール挙動とすることによって、旋回内輪のタイヤの横力や制動力が十分に得られ、車両の方向安定性が確保される。

このため、油圧ポンプの最大制御圧を低く抑えることができ、消費エネルギーを低減することができる。

上述した実施例において、左旋回中に制動を行った場合について例示したが、右旋回中に制動を行う場合あるいは旋回中に加速する場合等も同様にこの発明を適用できる。

また、演算部36は、横加速度検出信号 Y 及び前後加速度検出信号 X をそれぞれ前輪側増幅器31f及び増幅器34で増幅した圧力制御弁17FL～17RRの指令値 V_f 及び V_x 信号に基づいて演算するものを例示したが、横加速度検出信号 Y 及び前後加速度検出信号 X に基づいて演算するものでもよいし、あるいは油圧シリンダ15FL～15RRの作動圧力値に基づいて演算するものでもよい。

また、前輪側増幅器31fと後輪側増幅器31rとのゲイン K_{yf} と K_{yr} との配分を $K_{yf} > K_{yr}$ でかつ一定とした場合を例示したが、その配分及び両者の合計値を運転席において任意に設定可能としてもよいし、例えば操舵角に応じてその配分と合計値とを自動的に設定するようにしてもよい。

また、横加速度値は横加速度検出器により実測したものを例示したが、車速検出器により検出し

た車速値と操舵状態検出器により検出した例えば操舵角値である操舵状態値とから、車両のロールにより生じる横加速速度の影響を除去して真の横加速速度のみを演算により推定するようにしたのもよい。

また、前後加速速度についても、その実測値に代えて、ブレーキ踏力やブレーキ作動油圧から推定するようにしたのもよい。

(発明の効果)

以上説明したように、この発明の能動型サスペンションは、車体と各車輪との間に介挿された流体圧シリンダと、その流体圧シリンダの作動流体圧を指令値に応じて制御する圧力制御弁と、車体の横加速速度及び前後加速速度を検出又は推定する加速速度検出又は推定手段と、その加速速度値に応じて圧力制御弁に対する指令値を出力する制御装置とを備えた能動型サスペンションにおいて、制御装置が、車体の旋回外輪の一方側の車輪の流体圧シリンダの作動流体圧が制御可能な作動流体圧を越える場合に、他方側の車輪の流体圧シリンダの作

動流体圧を減少させる補正指令値を演算し出力する演算部を含むことを特徴とする構成としたため、

急操舵時や旋回中のブレーキ時等の、横加速速度とともに前後加速速度が大きく発生する場合の対角ロールの発生が防止され、旋回内輪のタイヤ発生力が確保されて十分な方向安定性が確保され、かつ最大作動流体圧を低く抑えてポンプの消費エネルギーを低減することができるという効果が得られる。

4. 図面の簡単な説明

第1図はこの発明の能動型サスペンションの一実施例を示す構成図、第2図はこの発明に適用し得る圧力制御弁の一例を示す断面図、第3図は第2図の圧力制御弁の指令値と出力圧力との関係を示すグラフ、第4図はこの発明に適用し得る制御装置の一例を示すブロック図、第5図は制御装置に含まれる演算部において実行される処理の手順を示すフローチャート、第6図は上記実施例の動作を説明するための車両の平面図、第7図(a)及び(b)はそれぞれ横加速速度及び前後加速速度とシリンダ

圧力との関係を示すグラフ、第8図は第7図(a)及び(b)に示す特性を加え合わせたグラフである。

11FL~11RR…サスペンション装置、12…車体側部材、13FL~13RR…車輪、15FL~15RR…油圧シリンダ、16FL~16RR…コイルスプリング、17FL~17RR…圧力制御弁、22…比例ソレノイド、29…横加速速度検出器、30…制御装置、33…前後加速速度検出器、36…演算部。

特許出願人

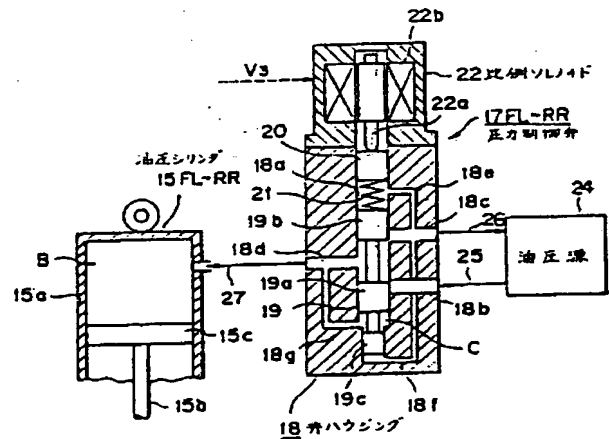
日産自動車株式会社

代理人 弁理士 森 哲也

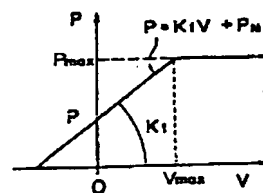
代理人 弁理士 内藤 嘉昭

代理人 弁理士 清水 正

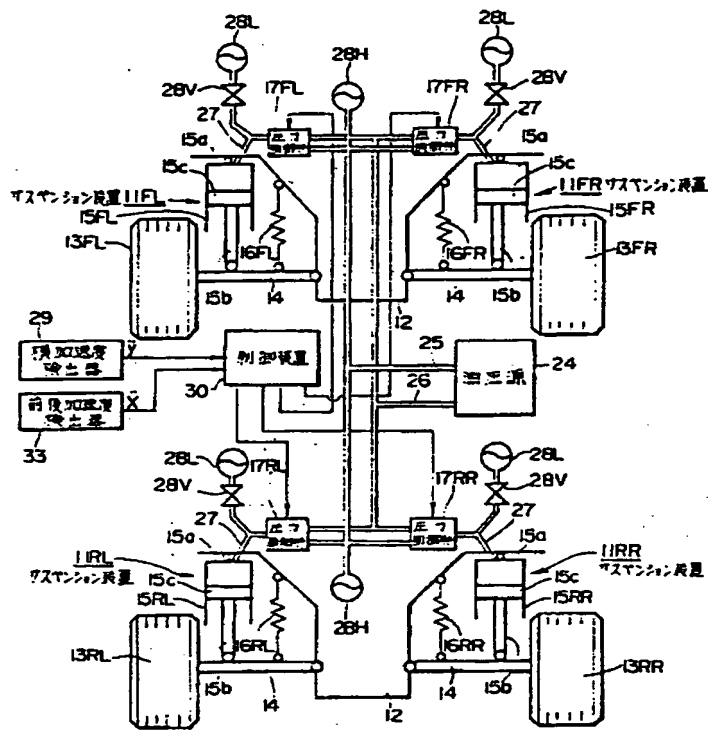
第2図



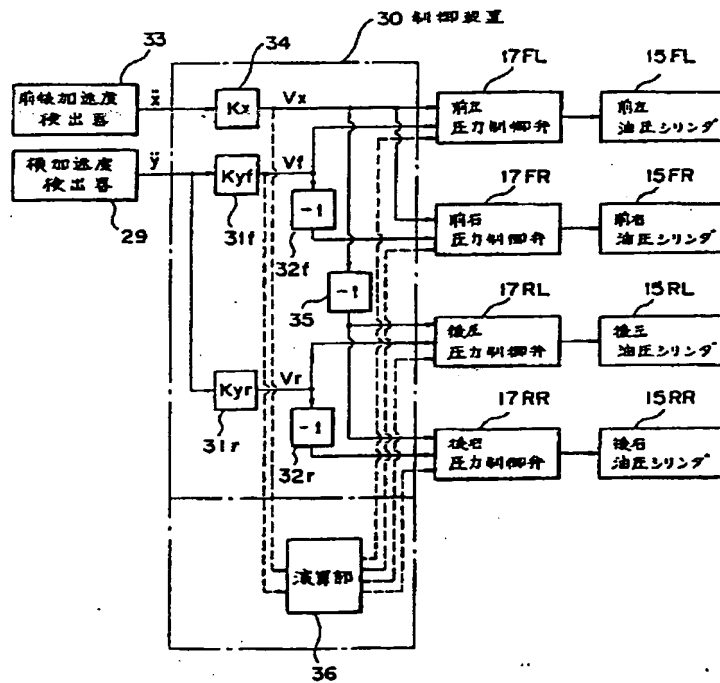
第3図



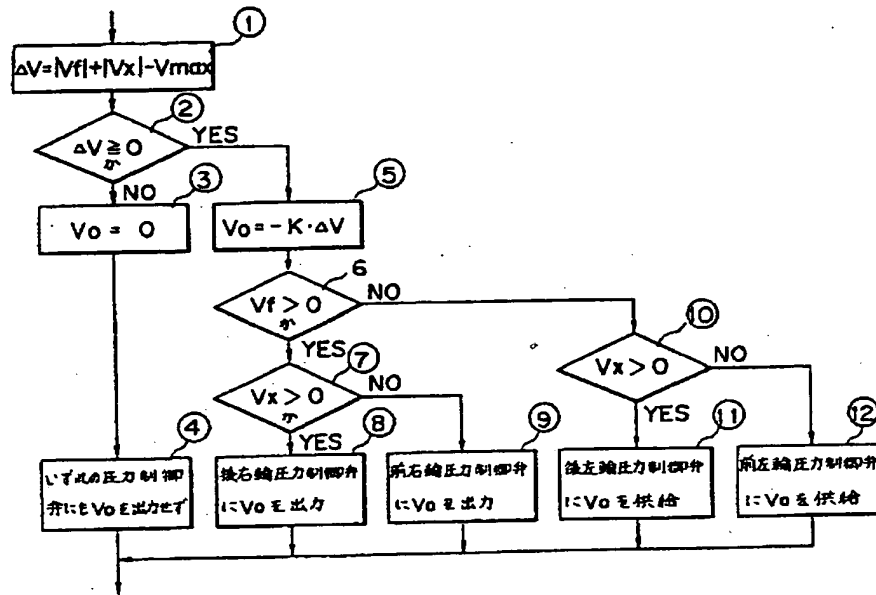
第1図



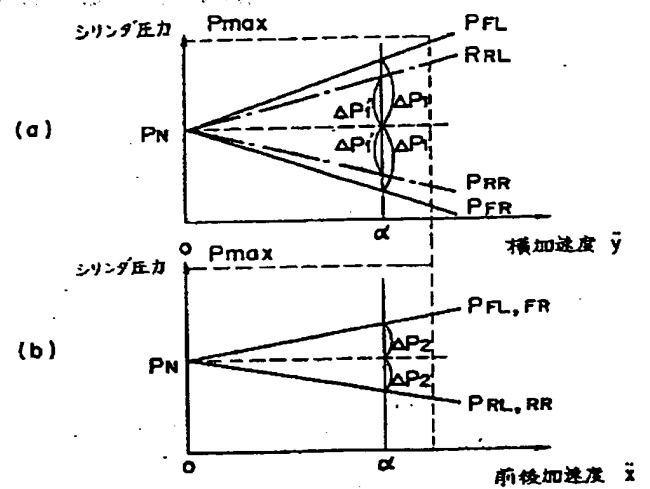
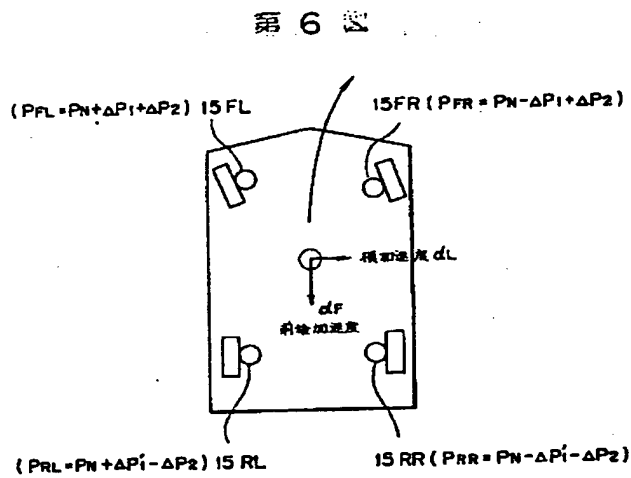
第4図



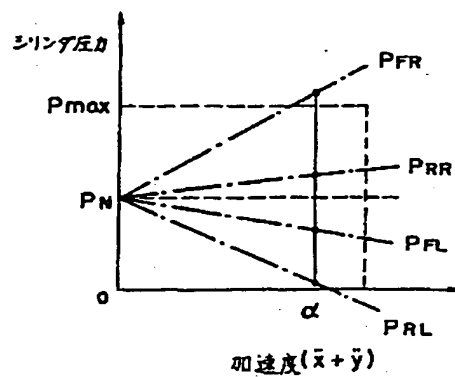
第 5 図



第 7 図



第 8 図



第1頁の続き

⑦発明者 佐藤

正晴

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社
内